

Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Повышение надежности и долговечности деталей сельскохозяйственных машин может быть достигнуто применением пластического поверхностного деформирования с использованием вибрационных колебаний обрабатывающего инструмента.
2. Упрочнение материала обрабатываемых деталей связано с образованием барьеров для движущихся дислокаций между собой и другими дефектами кристаллической решетки.
3. При вибрационной обработке степень упрочнения в 1,37 раза больше, чем при обычной обработке, что способствует повышению износостойкости восстановленных деталей методом вибрационного упрочнения.

Список литературы: 1. *Бабичев А.П.* Основы вибрационной технологии [Текст] / А.П. Бабичев. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 191с. 2. *Бабичев А.П.* Основы вибрационной технологии [Текст] / А.П. Бабичев, И.А. Бабичев. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2008. – 694с. 3. *Берник П.С.* Тенденції роз витку конструктивних схем машин для обробки деталей у вільно-гранульованому середовищі [Текст] / П.С. Берник. – Машинознавство. 1998. – №3. – С. 37-38. 4. *Каледін Б.А.* Повышение долговечности деталей поверхностным деформированием [Текст] / Б.А. Каледін, П.А. Чепя. – Минск: Наука и техника, 1974. – 230 с. 5. *Микотин В.Я.* Технология ремонта сельскохозяйственных машин [Текст] / В.Я. Никотин. – М.: Агропромиздат, 2000. – 368 с. 6. *Карпенко Г.В.* Упрочнение стали механической обработкой [Текст] / Г.В. Карпенко, Ю.Н. Бабей. – К.: Накова думка, 1996. – 340 с.

Поступила в редколлегию 27.05.2011

УДК 621.165

Ю.А.БЫКОВ, канд. техн. наук, Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

В.И.ГНЕСИН, докт.техн.наук, проф., зав.отд., Институт проблем машиностроения им А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН

Представлены математическая модель и численный метод моделирования термоупругих колебаний лопаток турбомашин. Приведены результаты моделирования термоупругих колебаний лопатки газовой турбины с охлаждением.

Ключевые слова: численные методы в теории упругости, динамика лопаток турбомашин, термоупругость.

Представлено математичну модель и чисельний метод моделювання термопружних коливань лопаток турбомашин. Наведено результати моделювання термопружних коливань лопатки газової турбіни з охолодженням.

Ключові слова: чисельні методи в теорії пружності, динаміка лопаток турбомашин, термопружність.

In the paper mathematic model and numerical method of simulation of thermoelastic vibrations of turbomachine blades is presented. The results of the simulation of thermoelastic vibrations of turbine cooled blade are demonstrated.

Key words: numerical methods in elasticity theory, turbomachine blade dynamics, thermoelasticity.

1. Введение

Часто используемым способом повышения эффективности турбин современных ГТД является увеличение температуры на входе в первые ступени турбины. Причина использования высоких температур кроется в повышении давления для процесса адиабатического расширения, следовательно, в возможности создания большей удельной работы при расширении газа в турбине. Сегодня входные температуры рабочего колеса газовой турбины достигли уровня, намного превосходящего температуры плавления материала турбины.

Для снижения температуры лопатки применяются различные технологии охлаждения. Значительная разница в температурах воздуха из камеры сгорания и охлаждающего воздуха из компрессора приводит к существенным температурным напряжениям в теле лопатки. Это обстоятельство бросает вызов существующим методикам оценки надежности работы лопаточных аппаратов, в частности, определения условий возбуждения автоколебаний лопаток в различных режимах работы турбины. Таким образом, возникает проблема надежности лопаточных аппаратов с учетом повышенных тепловых нагрузок на лопатки. В частности, до последнего времени не была исследована проблема понижения уровня вибраций, в том числе по выявлению возможных автоколебаний лопаток, в условиях значительного перепада температур в лопатках, имеющих сложную структуру в связи с наличием каналов охлаждения. Проблема чересчур сложна для экспериментальных исследований, поэтому с помощью внедрения в практику проектирования современных методов и средств численного моделирования возможно существенно снизить затраты на экспериментальный поиск оптимальных материалов и режимов эффективной работы турбины.

Таким образом, актуальной проблемой на данный момент является проблема численного моделирования взаимодействия натекающего потока и колебаний лопаток с учетом значительной температурной неравномерности и сложной конструкции лопатки в первых ступенях газовых и паровых турбин. Важность учета указанных параметров подтверждается исследованиями других авторов [1].

Одной из задач, необходимых для решения данной проблемы, является моделирование упругих колебаний лопатки турбомшины в сочетании с моделированием задачи теплопроводности в лопатке. Решение данной задачи заключается в интегрировании уравнений термоупругости. В статье рассмотрена математическая модель и численный метод решения динамических уравнений термоупругости лопатки. Основным методом для решения задачи термоупругости является метод конечных элементов [2].

2. Математическая модель

Ставится задача по решению динамических уравнений термоупругих колебаний лопатки турбомшины в трех пространственных измерениях. Материал лопатки предполагается изотропным. Движение точек тела лопатки и изменение температуры описывается системой уравнений [3,4,5]:

$$\rho \frac{\partial^2 \vec{u}}{\partial t^2} = (\lambda + \mu) \nabla \operatorname{div} \vec{u} + \mu \Delta \vec{u} + \rho \vec{f} - \gamma \operatorname{grad} \theta$$

$$\frac{1}{\chi} \frac{\partial \theta}{\partial t} = \Delta \theta - \eta \frac{\partial}{\partial t} \operatorname{div} \vec{u} + \frac{Q}{\chi} \quad (1)$$

где \vec{u} – вектор смещения точки в теле; ρ – плотность; \vec{f} – вектор массовых сил; $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$, $\lambda = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}$ – коэффициенты Ламе; E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона; $\gamma = (3\lambda + 2\mu)\alpha$; α – коэффициент линейного теплового расширения; $\theta = T - T_0$ – девиация температуры; χ – коэффициент температуропроводности; $\eta = \frac{\gamma T_0}{k}$; k – коэффициент теплопроводности; Q – интенсивность источников тепла. Уравнения (1) дополняются граничными условиями на поверхностях лопатки: в корневом сечении $\vec{u} = 0$; на поверхности $\sigma_{ij} n_j = p_i$, где σ_{ij} – тензор напряжений; n_j – вектор нормали к поверхности; p_i – вектор внешних сил; для θ задается значение на границах тела $\theta = \theta_w$, либо тепловой поток $\frac{\partial \theta}{\partial n} = \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_w$. В случае взаимодействия с окружающей жидкостью вектор внешних сил определяется как $p_i = p n_i$, где p – давление жидкости. Также уравнения (1) дополняются начальными условиями: $\vec{u} = \vec{u}_0(x)$; $\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} = \vec{u}_1(x)$; $\theta = \theta_0(x)$.

3. Численный метод

Для численного интегрирования уравнений (1) используется комбинация ранее разработанных методов. Уравнения для температуры интегрируются методом конечных объемов второго порядка по пространственным координатам, описанным в работе [6]. Уравнения движения интегрируются методом конечных элементов, который получен модификацией метода, описанного в работе [7]. Модификация заключается в добавлении в выражение для вектора компонент тензора напряжений $\vec{\sigma}$ слагаемого, содержащего θ :

$$\vec{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ 2\varepsilon_{12} \\ 2\varepsilon_{23} \\ 2\varepsilon_{13} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -\gamma\theta \\ -\gamma\theta \\ -\gamma\theta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Здесь ε_{ij} – компоненты тензора деформации. Дальнейшая процедура интегрирования остается неизменной. Интегрирование уравнений (1) производится совместно, с использованием одинакового шага по времени.

4. Результаты

В качестве объекта моделирования было выбрано турбинную лопатку стандартной конфигурации №4 [8] с характерными размерами: хорда $c = 0,0744$ м; высота $h = 0,04$ м.

Лопатка являлась цилиндрической с постоянным профилем по всей высоте и была снабжена каналами охлаждения, профиль лопатки показан на рис. 1.

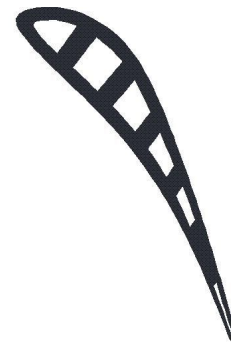


Рис. 1. Сечение лопатки с охлаждающими каналами

Моделирование колебаний было выполнено для следующих граничных условий: температура охлаждающих каналов $T_c = 800$ К; температура внешней поверхности $T_w = 1000$ К; в качестве начальных условий для температуры использовался результат расчета температурного поля при заданных граничных условиях; в качестве начальных условий деформации была выбрана линейная комбинация первых четырех собственных форм колебаний лопатки с амплитудой 0,1 мм (далее вариант №1). Количество шестигранных ячеек расчетной сетки составляло 4158. Для сравнения было выполнено моделирование упругих колебаний этой же лопатки при тех же начальных условиях и стационарном распределении температуры (путем принятия коэффициента линейного теплового расширения α равным 0, далее вариант №2). Материал лопатки предполагается изотропным, с переменным модулем Юнга E , соответствующим углеродистой стали; коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$; плотность $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³. Зависимость модуля Юнга E от температуры представлена на табл. 1.

Таблица 1. Зависимость модуля Юнга E от температуры T .

T, K	300	350	425	475	525	575	650	700	750	800	850	925
E, M Па	206	203	200	197	193	190	183	177	169	161	145	108

Результаты моделирования представлены на табл. 2 в виде значений собственных частот колебаний по первым четырем собственным формам для двух вариантов моделирования. Собственные частоты колебаний определялись в результате частотного анализа сдвига узлов расчетной сетки.

Таблица 2. Собственные частоты колебаний лопатки, Гц.

форма №	1	2	3	4
вариант №1	4096,28	6360,32	10050,19	11301,54
вариант №2	4095,48	6453,50	10080,11	11418,03

Среднее относительное отличие представленных данных для вариантов 1 и 2 не превышает 0,7%, максимальное отличие составляет 1,4%, т.е. является несущественным. Амплитуды колебаний температуры в различных частях лопатки отличаются незначительно, максимальные значения наблюдались в слоях, прилегающих к внешней стенке лопатки, где наблюдались максимальные значения температуры. Частота колебаний с максимальной амплитудой составляла 1590757 Гц, однако такой же порядок амплитуды имели колебания с частотой 4097 и 34297 Гц, соответствующие 1-й и 12-й собственным частотам. Значения амплитуды колебаний температуры достигали 6°. Таким образом, основные частоты колебаний температуры значительно выше частот, на которых возможно возникновение автоколебаний лопатки, т.е. данное явление, с большой

долей вероятности, оказывает несущественное влияние на аэроупругое поведение лопатки турбомашин.

5. Заключение

Представленные результаты численного моделирования термоупругих колебаний турбинных лопаток с охлаждением демонстрируют достаточную адекватность выбранного численного метода интегрирования уравнений термоупругости. Данный метод позволяет моделировать колебания лопаток турбомашин с учетом важных тепловых явлений в турбомашине. В то же время полученные результаты ставят под сомнение необходимость использования уравнений термоупругости в лопатках при решении задач аэроупругости, при этом не умаляя важности термоупругих явлений для задач прочности и термодинамики турбомашин. Дальнейшее развитие метода заключается в использовании его для решения проблемы аэротермоупругости турбомашин.

Список литературы: 1. *Воробьев Ю.С.* Влияние температурной неоднородности на колебания охлаждаемых монокристаллических лопаток газовых турбин / Ю.С. Воробьев, К.Ю. Дьяконенко, С.Б. Кулишов, А.Н. Скрицкий // Вестник двигателестроения. – №3 – 2009. – С.140-143. 2. *Победра Б.Е.* Численные методы в теории упругости и пластичности. – М.: Изд-во МГУ, 1995. – 366 с. 3. *Купрадзе В.Д.* Трехмерные задачи математической теории упругости и термоупругости. – М.: Наука. – 1976. – 664 с. 4. *Коваленко А.Д.* Термоупругость. – К.: Вища школа. – 1975. – 216 с. 5. *Новацкий В.* Динамические задачи термоупругости. – М. Мир – 1970. – 256 с. 6. *Быков Ю.А.* Численное моделирование течения в решетке колеблющихся профилей с учетом теплообмена. / Пробл. машиностроения. – 2009. – Т.12, №5 – С. 36-41. 7. *Быков Ю.А.* Численное моделирование упругих колебаний лопаток турбомашин / Ю. А. Быков, В. И. Гнесин // Вост.-Европ. журн. передовых технологий. – №3/7. – 2011. – С.62-65. 8. *Bolcs A.* Aeroelasticity in Turbomachines. Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results / A.Bolcs, T.H. Fransson // Communication du Laboratoire de Thermique Appliquee et de Turbomachines, Lausanne, EPFL. – 1986. – №13. – 230 p.

Поступила в редколлегию 27.07.2011

УДК 621.9- 621.98

И.А. ДУДНИКОВ, канд. техн. наук, доц., декан, ПГАА, г. Полтава

АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МЕТОДОВ УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВА ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЁВ ДЕТАЛЕЙ

Дається класифікація технологічних процесів покращення якості матеріалу поверхневих шарів деталей сільськогосподарських машин.

Ключові слова: якість поверхні, зносостійкість, зміцнення, надійність.

Дается классификация технологических процессов улучшения качества материала поверхностных слоев деталей сельскохозяйственных машин.

Ключевые слова: качество поверхности, износостойкость, упрочнение, надёжность.

Classification of technological processes of improvement of quality of material of superficial layers of details of agricultural machines is given.

Keywords: quality of surface, wearproofness, work-hardening, reliability.

1. Введение

Для современных машин характерны такие направления повышения их надёжности: применение прогрессивных технологических процессов